

## 明 細 書

### 車両用制動装置

### 技術分野

- [0001] 本発明は、液圧ブレーキによる液圧制動トルクを駆動輪に付与する際、制動手段の摩擦係数の違いによらず常時同じ制動力を付与可能な車両用制動装置に関する。

### 背景技術

- [0002] 従来、回転電機による回生制動トルクと液圧ブレーキによる液圧制動トルクにより駆動輪に制動トルクを付与する車両用制動装置では、あるペダル踏力に対応する要求制動トルクを達成する際、回生ブレーキが作動可能ならば要求制動トルクから、このペダル踏力に対応する液圧ブレーキの最小制動トルクを差し引いた差分を割り振り制動トルクとし、この割り振り制動トルクからの実際の回生制動トルクを差し引いた差分を液圧ブレーキの配分制動トルクとし、最小制動トルクと配分制動トルクとの和を目標液圧制動トルクとしてブースタの倍力比を制御している(例えば、特許文献1参照)。

特許文献1:特開2001-71880号公報

### 発明の開示

### 発明が解決しようとする課題

- [0003] このような車両用制動装置にあつては、回生制動トルクは車輪に対して直接制動力として作用するのに対して、液圧ブレーキによる液圧制動トルクは、例えば、ディスクブレーキにあつては、ディスクとパットとの間の摩擦トルクに変換して制動力として作用させる機構であるため、液圧が同じであってもディスクとパット間の摩擦係数の変化(雨天走行時に水滴が付着した場合や長期使用で摩耗した場合等)によっては制動力が変化することになる。このことから、液圧ブレーキによる制動状態と液圧ブレーキと回生ブレーキとの協同での制動状態とで車輪に付与される制動力が変化してしまい、ドライバーに違和感を与えてしまう問題があつた。これは、上述した通り、液圧を摩擦トルクに変換して制動力として作用させる機構上の問題である。

- [0004] 本発明は、上記問題に着目してなされたもので、液圧ブレーキにおいて、回転体と制動手段との間の摩擦係数の変化にかかわらず、車輪に付与される制動力の変化を抑えることができる車両用制動装置を提供することを目的とする。

#### 課題を解決するための手段

- [0005] 上記目的を達成するため、本発明では、車輪に固定された回転体に対して、制動液圧に応じた制動力を付与する制動手段を備えた車両用制動装置において、
- [0006] 制動力付与時に前記回転体から前記制動手段に入力される反力を、前記制動液圧を減じる方向に作用させる減圧手段を設けたことを特徴とする。

#### 発明の効果

- [0007] よって、本発明の車両用制動装置にあつては、車輪に固定された回転体に対して、制動液圧に応じた制動力を付与する制動手段を備えており、制動力付与時に回転体から制動手段に入力される反力を、前記制動液圧を減じる方向に作用させることから、制動手段に入力される反力に比例した大きさの制動液圧を減じることができる。このため、回転体と制動手段との間の摩擦係数が高摩擦係数であり、制動手段が回転体に対して付与する制動力が大きいときには、反力も大きくなり、その分減じられる制動液圧が大きくなる。一方、回転体と制動手段との間の摩擦係数が低摩擦係数であり、制動手段が回転体に対して付与する制動力が小さいときには、反力も小さくなり、その分減じられる制動液圧が小さくなる。即ち、液圧ブレーキにおいて、反力の大きさによって減じられる制動液圧の大きさが決まるため、回転体と制動手段との間の摩擦係数の変化にかかわらず、車輪に付与される制動力の変化を抑えることができる。

#### 図面の簡単な説明

- [0008] [図1]実施例1の車両用制動装置を示す全体システム図である。
- [図2]実施例2の車両用制動装置を示す全体システム図である。
- [図3]実施例3の車両用制動装置を示す全体システム図である。
- [図4]実施例4の車両用制動装置を示す全体システム図である。
- [図5]実施例5の車両用制動装置を示す全体システム図である。
- [図6]実施例5の車両用制動装置の制御系を示すブロック図である。

[図7]実施例5の統合コントロールモジュールにて実行されるモータ制御作動の流れを示すフローチャートである。

[図8]実施例6の車両用制動装置を示す全体システム図である。

[図9]実施例6の車両用制動装置の反力検知機構を示す図である。

[図10]実施例6の車両用制動装置において反力とロードセル検出値の関係特性とソレノイド電流とロードセル検出値の関係特性を示す図である。

[図11]実施例7の車両用制動装置を示す全体システム図である。

[図12]実施例8の車両用制動装置を示す全体システム図である。

### 符号の説明

[0009] 1 回転電機

M モータ

G 減速機

2 液圧ブレーキ(制動手段)

3 駆動輪(車輪)

4 回転電機ケース

5 車体側円筒ケース(車体側部材)

6 ボール

7 マスタシリンダ圧室(要求制動液圧室)

8 ホイールシリンダ圧室

9 リターン圧室

10 連通液圧路

11 オリフィス

12 バルブ穴(連通液圧路)

13 ホイールシリンダ圧調圧弁(弁手段)

13a ピストン

13b バルブ部材

14 作用腕

15-1 第1フィードバック機構(減圧手段:機械系フィードバック機構)

15-2 第2フィードバック機構(減圧手段:機械系フィードバック機構)

15-3 第3フィードバック機構(減圧手段:機械系フィードバック機構)

16 駆動輪ホイール

17 ブレーキキャリパ

17a キャリパ部材

18 モータ軸

19 減速機出力軸

20 ブレーキディスク(回転体)

21 弾性材

22 ブレーキペダル(ブレーキ操作手段)

23 倍力装置

24 マスタシリンダ

25 マスタシリンダ液圧路

26 ホイールシリンダ圧室

27 ホイールシリンダ液圧路

28 リザーバ

29 リターン液圧路

70 ロードセル(トルクセンサ)

71 ソレノイド減圧弁(弁手段)

72 オリフィス

発明を実施するための最良の形態

[0010] 以下、本発明の車両用制動装置を実現する最良の形態を、図面に示す実施例1〜実施例8に基づいて説明する。

#### 実施例 1

[0011] まず、構成を説明する。

図1は実施例1の車両用制動装置を示す全体システム図である。

実施例1は、ホイールインモータ型の回転電機1による回生制動トルク $T_{Be}$ と、ディスクブレーキ型の液圧ブレーキ2(制動手段)による液圧制動トルク $T_{Bp}$ と、により駆動

輪3に制動トルクを付与する車両用制動装置である。

- [0012] 前記回転電機1の回転電機ケース4(制動反力検知手段)を、車体側円筒ケース5(車体側部材)に対しボール6を介して相対回転可能に支持している。そして、前記車体側円筒ケース5にマスタシリンダ圧室7(要求制動液圧室)とホイールシリンダ圧室8とリターン圧室9とを形成し、前記マスタシリンダ圧室7と前記ホイールシリンダ圧室8の連通液圧路10にオリフィス11を設け、前記ホイールシリンダ圧室8と前記リターン圧室9とのバルブ穴12(連通液圧路)にホイールシリンダ圧調圧弁13(弁手段)を設けている。
- [0013] 前記ホイールシリンダ圧調圧弁13には、前記回転電機ケース4に設けられた作用腕14を介して加えられる弁開方向の回生制動トルク $T_{Be}$ と、ホイールシリンダ圧 $P_w$ に基づく液圧制動トルク $T_{Bp}$ との和が、マスタシリンダ圧 $P_m$ に基づく弁開方向の要求制動トルク $T_{B*}$ と釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$ を調圧する第1フィードバック機構15-1(機械系フィードバック機構)を設けている。
- [0014] 前記回転電機1は、駆動輪ホイール16内のブレーキキャリパ17に固定された回転電機ケース4内部に、モータMと減速機Gとを配置したキャリパー一体型の減速機付きホイールインモータである。ここで、前記モータMは、モータ軸18を有するロータと、回転電機ケース4に固定されたステータとを有し、前記減速機Gは、モータ軸18に固定されたサンギヤと、回転電機ケース4に固定されたリングギヤと、前記サンギヤとリングギヤに噛み合うピニオンを支持するピニオンキャリヤと、を有する。前記ピニオンキャリヤに固定された減速機出力軸19には、ブレーキディスク20と共に駆動輪ホイール16が固定されている。
- [0015] 前記ホイールシリンダ圧調圧弁13は、前記マスタシリンダ圧室7に端面が配置され、マスタシリンダ圧 $P_m$ の発生時に弁開方向のトルクを受けるピストン13aと、該ピストン13aに連結され、前記ホイールシリンダ圧室8と前記リターン圧室9との隔壁に形成されたバルブ穴12を開閉するバルブ部材13bと、を有する。
- [0016] 前記第1フィードバック機構15-1は、前記回転電機ケース4に設けられた作用腕14を介して前記ピストン13aに加えられる弁開方向の合成トルク $T_{Bt}$ と、マスタシリンダ圧 $P_m$ と前記ピストン13aの有効受圧面積の積に基づく弁開方向の要求制動トルク $T_{B*}$

とが釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$ を調圧する。ここで、合成トルク $T_{Bt}$ は、回生制動トルク $T_{be}$ と液圧制動トルク $T_{Bp}$ との和である。前記回生制動トルク $T_{be}$ は、モータ $M$ 及び減速機 $G$ での回生制動によるステータ反力(減速機反力を含む意味)とホイール中心点から作用腕14の作用点までの距離を掛け合わせたトルクである。前記液圧制動トルク $T_{Bp}$ は、ブレーキ時にホイールシリンダ圧 $P_w$ の反力としてブレーキキャリパ17を介して回転電機ケース4に作用するキャリパ力とホイール中心点から作用腕14の作用点までの距離を掛け合わせたトルクである。前記要求制動トルク $T_{B*}$ は、マスタシリンダ圧 $P_m$ とピストン13aの有効受圧面積の積による要求制動力に、ホイール中心点から要求制動力作用中心点までの距離を掛け合わせたトルクである。なお、前記作用腕14とピストン13aとの間には、打音を防止する弾性材21が介装されている。

[0017] 前記マスタシリンダ圧室7には、ブレーキペダル22(ブレーキ操作手段)に対するブレーキ操作時、倍力装置23の出力によりマスタシリンダ24にて作り出されるマスタシリンダ圧 $P_m$ が、マスタシリンダ液圧路25を介して導かれる。

[0018] 前記ホイールシリンダ圧室8と前記ブレーキキャリパ17内のホイールシリンダ圧室26とは、ホイールシリンダ液圧路27により連通されている。また、前記リターン圧室9とリザーバ28とは、リターン液圧路29により連通されている。

[0019] 次に、作用を説明する。

ブレーキペダル22を踏み込むブレーキ操作時、マスタシリンダ24にて作り出されたマスタシリンダ圧 $P_m$ は、マスタシリンダ液圧路25→マスタシリンダ圧室7→連通液圧路10→ホイールシリンダ圧室8→ホイールシリンダ液圧路27→ホイールシリンダ圧室26に導かれ、液圧ブレーキ2のブレーキディスク20を挟圧することで、駆動輪3に液圧制動トルクが付与される。

[0020] このとき、第1フィードバック機構15-1のホイールシリンダ圧調圧弁13においては、マスタシリンダ圧 $P_m$ とピストン13aの有効受圧面積の積による要求制動力に、ホイール中心点から要求制動力作用中心点までの距離を掛け合わせた要求制動トルク $T_{B*}$ が弁閉方向に作用し、ホイールシリンダ圧 $P_w$ の反力としてブレーキキャリパ17を介して回転電機ケース4に作用するキャリパ力とホイール中心点から作用腕14の作用点までの距離を掛け合わせた液圧制動トルク $T_{Bp}$ が弁開方向に作用し、要求制動

トルク $TB^*$ が液圧制動トルク $TB_p$ よりも大きい状態が続く限り、ホイールシリンダ圧調圧弁13の弁閉状態が維持される。

[0021] この液圧制動トルク $TB_p$ に、回転電機1による回生制動トルク $TB_e$ が加わると、ホイールシリンダ圧調圧弁13において、回転電機ケース4に設けられた作用腕14を介して加えられる弁開方向の回生制動トルク $TB_e$ と液圧制動トルク $TB_p$ との和が、要求制動液圧に基づく弁開方向の要求制動トルク $TB^*$ と釣り合うように、弁開閉によりホイールシリンダ圧室8の作動油のリターン圧室9への逃がし量を調整することで、要求制動トルク $TB^*$ が一定である場合、回生制動トルク $TB_e$ が大きくなるほどホイールシリンダ圧 $P_w$ を低下させるように調圧される。

[0022] このホイールシリンダ圧 $P_w$ の調圧動作は、電気信号を用いる電氣的なフィードバック制御系でなされるのではなく、要求制動力と回生制動力と液圧制動力をホイールシリンダ圧調圧弁13に加わる信号力に置き換えた機械系フィードバック機構でなされるため、例えば、全てを電気回生している際に電気系トラブルが発生し、回生制動力がゼロになっても、ホイールシリンダ圧調圧弁13を閉とする自動的なメカ動作により液圧制動トルクのみによる制動に切り換えられることになり、液圧制動トルクを常に残しておかなくてもフェールセーフが成立する。

[0023] また、ホイールシリンダ圧 $P_w$ の調圧動作は、要求制動トルク $TB^* = \text{回生制動トルク } TB_e + \text{液圧制動トルク } TB_p$ の式が成立する動作、つまり、要求制動トルク $TB^*$ に対して回生制動トルク $TB_e$ を最大限利用し、その不足分を液圧制動トルク $TB_p$ で補うという協調ブレーキ制御となる。

[0024] したがって、電気回生状態に左右されることなく、エネルギー回生率を向上させる協調ブレーキ制御をメカのみで容易に達成することができる。実制動トルク(=回生制動トルク $TB_e$ +液圧制動トルク $TB_p$ )をメカでフィードバックするシステムなので、電氣的なフィードバック制御とは異なり、途中の状態や状態変化に依存せず、要求制動トルク $TB^*$ と実制動トルクが等しくなるように制御することができる。

[0025] 回転電機1は、駆動輪ホイール16内のブレーキキャリパ17に固定された回転電機ケース4内部に、モータ $M$ と減速機 $G$ とを配置したキャリパー体形の減速機付きホイールインモータとしたため、液圧ブレーキ2のブレーキ摩擦材の摩擦係数の変動に

左右されることなく、1つの作用腕14により回生制動力と液圧制動力を含めた実制動力を、ホイールシリンダ圧調圧弁13にフィードバックできる。つまり、第1フィードバック機構15-1は、実施例1のように、ホイールインモータ型の回転電機1である場合に有効である。

[0026] さらに、要求制動圧をマスタシリンダ24により発生するマスタシリンダ圧 $P_m$ としたため、ホイールシリンダ圧調圧弁13を簡単なポペット弁で構成でき、第1フィードバック機構15-1の信頼性が向上する。

[0027] 次に、効果を説明する。

実施例1の車両用制動装置にあつては、下記に列挙する効果を得ることができる。

[0028] (1) 車輪に固定された回転体に対して、制動液圧に応じた制動力を付与する制動手段を備えた車両用制動装置において、制動力付与時に前記回転体から前記制動手段に入力される反力を、前記制動液圧を減じる方向に作用させる減圧手段を設けたため、液圧ブレーキにおいて、回転体と制動手段との間の摩擦係数の変化にかかわらず、車輪に付与される制動力の変化を抑えることができる。

[0029] (2) 前記減圧手段は、制動液圧の維持・低減の切換えが可能な弁手段を有し、当該弁手段の制動液圧を低減する方向へ前記制動手段に入力される反力を作用させるようにしたため、制動液圧の維持・低減を切換える弁動作により、制動手段に入力される反力に応じた制動液圧を減圧制御を行うことができる。

[0030] (3) 前記制動手段に入力される反力を検知する制動反力検知手段を設け、検知した反力を前記弁手段に対して制動液圧低減方向へ作用させたため、機械的な制動力の反力検知に基づいて制動液圧を減圧制御を行うことができる。

[0031] (4) 前記制動反力検知手段は、車体側に対して相対揺動自在に設けられ、前記制動手段に入力される反力が揺動運動に変換されるよう、制動手段と制動反力検知手段とを一体的に設けたため、揺動運動量により容易に制動手段に入力される反力を検知することができる。

[0032] (5) 前記車輪に対して駆動力を付与する駆動装置(回転電機1)を設け、前記制動反力検知手段を、前記回転電機1を収納する駆動装置ケース(回転電機ケース4)としたため、駆動装置ケースを利用して簡単な構成にて制動反力を検知することがで



きる。

- [0033] (6) 前記車輪に対して回生制動力を付与する回転電機1を設け、前記制動反力検知手段を、前記回転電機1を収納する回転電機ケース4としたため、回転電機ケース4を利用した簡単な構成にて制動反力を検知することができる。
- [0034] (7) 回転電機1による回生制動トルク $T_{Be}$ と液圧ブレーキ2による液圧制動トルク $T_{Bp}$ により駆動輪3に制動トルクを付与する車両用制動装置において、前記回転電機1の回転電機ケース4を、車体側円筒ケース5に対し相対回動可能に支持し、前記車体側円筒ケース5に要求制動液圧室とホイールシリンダ圧室8とリターン圧室9とを形成し、前記要求制動液圧室と前記ホイールシリンダ圧室8の連通液圧路10にオリフィス11を設け、前記ホイールシリンダ圧室8と前記リターン圧室9との連通液圧路にホイールシリンダ圧調圧弁13を設け、前記減圧手段は、前記ホイールシリンダ圧調圧弁13に対し、前記回転電機ケース4に設けられた作用腕14を介して加えられる弁開方向の回生制動トルク $T_{Be}$ と、ホイールシリンダ圧 $P_w$ に基づく弁開方向の液圧制動トルク $T_{Bp}$ との和が、要求制動液圧に基づく弁開方向の要求制動トルク $T_{B*}$ と釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$ を調圧する機械系フィードバック機構であるため、全てを電気回生してもフェールセーフが成立するというように、電気回生状態に左右されることなく、エネルギー回生率を向上させる協調ブレーキ制御をメカのみで容易に達成することができる。
- [0035] (8) 前記回転電機1は、駆動輪ホイール16内のブレーキキャリパ17に固定された回転電機ケース4の内部に、モータMと減速機Gとを配置したキャリパー体型の減速機付きホイールインモータであり、前記ホイールシリンダ圧調圧弁13は、前記要求制動液圧室に端面が配置され、要求制動液圧発生時に弁開方向のトルクを受けるピストン13aと、該ピストン13aに連結され、前記ホイールシリンダ圧室8と前記リターン圧室9との隔壁に形成されたバルブ穴12を開閉するバルブ部材13bと、を有し、前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケース1に設けられた作用腕14を介して前記ピストン13aに加えられる弁開方向のトルクと、要求制動液圧と前記ピストン13aの有効受圧面積の積に基づく弁開方向の要求制動トルク $T_{B*}$ とが釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$

を調圧する第1フィードバック機構15-1であるため、液圧ブレーキ2のブレーキ摩擦材の摩擦係数の変動に左右されることなく、1つの作用腕14により回生制動力と液圧制動力とを含めた精度の高い実制動力を、ホイールシリンダ圧調圧弁13にフィードバックすることができる。

- [0036] (9) 前記要求制動液圧室は、ブレーキペダル22に対するブレーキ操作にてマスタシリンダ24により発生するマスタシリンダ圧 $P_m$ を導くマスタシリンダ圧室7であるため、ホイールシリンダ圧調圧弁13を簡単なポペット弁で構成でき、過酷な使用環境下におかれる第1フィードバック機構15-1の信頼性が向上する。

## 実施例 2

- [0037] 実施例2は、ばね下荷重を減らすような車載モータを備えたシステムにおいて有効な例である。
- [0038] まず、構成を説明すると、図2に示すように、実施例2の回転電機1は、駆動輪ホイール16内のブレーキキャリパ17と回転電機ケース4が分離状態で配置され、該回転電機ケース4内にモータMと減速機Gとを配置したキャリパ分離型の減速機付き車載モータである。このように車載モータとしたのに伴い、減速機Gのピニオンキャリヤと減速機出力軸19とは、両端にユニバーサルジョイント30、30を有するドライブシャフト31により連結されている。
- [0039] 前記ホイールシリンダ圧調圧弁13は、実施例1と同様に、マスタシリンダ圧室7に端面が配置され、マスタシリンダ圧 $P_m$ の発生時に弁閉方向のトルクを受ける第1ピストン13aと、該第1ピストン13aに連結され、第1ホイールシリンダ圧室8と前記リターン圧室9との隔壁に形成されたバルブ穴12を開閉するバルブ部材13bと、を有する。
- [0040] そして、前記車体側円筒ケース5のうち、前記ホイールシリンダ圧調圧弁13とは周方向に離れた位置に、第2ピストン32を有する第2ホイールシリンダ圧室33を形成し、前記回転電機ケース4に、ホイールシリンダ圧 $P_w$ の発生時に前記第2ピストン32のピストンロッド34から弁開方向にトルクを受ける第2作用腕35を設ける。
- [0041] 前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケース4に設けられた第1作用腕及14を介して前記第1ピストン13aに加えられる弁開方向のトルクと、マスタシリンダ圧 $P_m$ と前記第1ピストン13aの有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の要求制動トル

クTB\*とが釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$ を調圧する第2フィードバック機構15-2としている。なお、他の構成は、実施例1と同様であるので、対応する構成に同一符号を付して説明を省略する。

[0042] 作用については、実施例1の車両用制動装置では、液圧制動力をキャリパ力により得ていたのに対し、実施例2の車両用制動装置では、第2フィードバック機構15-2において、回転電機1を車載モータとしたのに伴い、ホイールシリンダ圧 $P_w$ と第2ピストン32の有効受圧面積を掛け合わせた力により得るようにした点でのみ異なる。

[0043] 次に、効果を説明する。

実施例2の車両用制動装置にあつては、実施例1の(1)〜(7),(9)の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

[0044] (10) 回転電機1は、駆動輪ホイール16内のブレーキキャリパ17と回転電機ケース4が分離状態で配置され、該回転電機ケース4内にモータMと減速機Gとを配置したキャリパ分離型の減速機付き車載モータとし、前記ホイールシリンダ圧調圧弁13は、マスタシリンダ圧室7に端面が配置され、マスタシリンダ圧 $P_m$ の発生時に弁閉方向のトルクを受ける第1ピストン13aと、該第1ピストン13aに連結され、第1ホイールシリンダ圧室8と前記リターン圧室9との隔壁に形成されたバルブ穴12を開閉するバルブ部材13bと、を有し、前記車体側円筒ケース5のうち、前記ホイールシリンダ圧調圧弁13とは周方向に離れた位置に、第2ピストン32を有する第2ホイールシリンダ圧室33を形成し、前記回転電機ケース4に、ホイールシリンダ圧 $P_w$ の発生時に前記第2ピストン32のピストンロッド34から弁開方向にトルクを受ける第2作用腕35を設け、前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケース4に設けられた第1作用腕14を介して前記第1ピストン13aに加えられる弁開方向のトルクと、マスタシリンダ圧 $P_m$ と前記第1ピストン13aの有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の要求制動トルクTB\*とが釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$ を調圧する第2フィードバック機構15-2であるため、ばね下荷重を減らしサスペンションの設定が容易にする車載モータを回転電機1としながら、1つの第1作用腕14により回生制動力と液圧制動力とを含めた実制動力を、ホイールシリンダ圧調圧弁13にフィードバックすることができる。

### 実施例 3

- [0045] 実施例3は、実施例2と同様に、ばね下荷重を減らすような車載モータを備えたシステムにおいて有効な例である。
- [0046] まず、構成を説明すると、図3に示すように、実施例3の回転電機1は、駆動輪ホイール16内のブレーキキャリア17と回転電機ケース4が分離状態で配置され、該回転電機ケース4内にモータMと減速機Gとを配置したキャリア分離型の減速機付き車載モータである。このように車載モータとしたのに伴い、減速機Gのピニオンキャリアと減速機出力軸19とは、両端にユニバーサルジョイント30、30を有するドライブシャフト31により連結されている。
- [0047] 前記ホイールシリンダ圧調圧弁13は、マスタシリンダ圧室7に端面が配置され、マスタシリンダ圧PMの発生時に弁閉方向のトルクを受ける第1ピストン13aと、前記ホイールシリンダ圧室8に端面が配置され、ホイールシリンダ圧Pwの発生時に弁閉方向のトルクを受ける第2ピストン13cと、前記両ピストン13a、13cに連結され、第1ホイールシリンダ圧室8と前記リターン圧室9との隔壁に形成されたバルブ穴12を開閉するバルブ部材13bと、を有する。
- [0048] 前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケース4に設けられた第1作用腕14を介して前記第1ピストン13aに加えられる弁閉方向の回生制動トルクTBeと、ホイールシリンダ圧Pwと前記第2ピストン13cの有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の液圧制動トルクTBpとの和と、マスタシリンダ液圧Pmと前記第1ピストン13aの有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の要求制動トルクTB\*とが釣り合うようにホイールシリンダ圧Pwを調圧する第3フィードバック機構15-3としている。なお、他の構成は、実施例1と同様であるので、対応する構成に同一符号を付して説明を省略する。
- [0049] 作用については、実施例2の車両用制動装置では、弁閉方向の液圧制動トルクTBpを、  
ホイールシリンダ圧Pwと、ホイールシリンダ圧調圧弁13と別に設けた第2ピストン32の有効受圧面積と、を掛け合わせた力により得るようにしたのに対し、弁閉方向の液圧制動トルクTBpを、ホイールシリンダ圧Pwと、ホイールシリンダ圧調圧弁13と一体に

設けた第2ピストン13cの有効受圧面積と、を掛け合わせた力により得るようにした点でのみ異なる。

[0050] 次に、効果を説明する。

実施例3の車両用制動装置にあつては、実施例1の(1)〜(7)の効果に加え、下記の効果を  
得ることができる。

[0051] (11) 前記回転電機1は、駆動輪ホイール16内のブレーキキャリパ17と回転電機ケース4が分離状態で配置され、該回転電機ケース4内にモータMと減速機Gとを配置したキャリパ分離型の減速機付き車載モータであり、前記ホイールシリンダ圧調圧弁13は、マスタシリンダ圧室7に端面が配置され、マスタシリンダ圧PMの発生時に弁開方向のトルクを受ける第1ピストン13aと、前記ホイールシリンダ圧室8に端面が配置され、ホイールシリンダ圧Pwの発生時に弁開方向のトルクを受ける第2ピストン13cと、前記両ピストン13a, 13cに連結され、第1ホイールシリンダ圧室8と前記リターン圧室9との隔壁に形成されたバルブ穴12を開閉するバルブ部材13bと、を有し、前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケース4に設けられた第1作用腕14を介して前記第1ピストン13aに加えられる弁開方向の回生制動トルクTBeと、ホイールシリンダ圧Pwと前記第2ピストン13cの有効受圧面積の積に基づく弁開方向の液圧制動トルクTBpとの和と、マスタシリンダ液圧Pmと前記第1ピストン13aの有効受圧面積の積に基づく弁開方向の要求制動トルクTB\*とが釣り合うようにホイールシリンダ圧Pwを調圧する第3フィードバック機構15-3であるため、ばね下荷重を減らしサスペンションの設定が容易にする車載モータを回転電機1としながら、実施例2のような別体のピストンを用いることなく、回生制動力と液圧制動力とを含めた実制動力を、ホイールシリンダ圧調圧弁13にフィードバックすることができる。

#### 実施例 4

[0052] 実施例4は、要求制動液圧を実施例1, 2のマスタシリンダ圧Pmに代え、マスタシリンダの下流に設けられたアンチロック・ブレーキング・システム(以下、「ABS」と省略する。)からのABSブレーキ圧PABSを導くABSブレーキ圧室とした例である。

[0053] すなわち、図4に示すように、前記要求制動液圧室を、マスタシリンダ24の下流に

設けられたABS(図4では制御バルブなどを除く1輪分のABS液圧源を示す。)からのABSブレーキ圧PABSを導くABSブレーキ圧室37とした。

[0054] 前記1輪分のABS液圧源は、図4に示すように、リザーバ38と、第1チェック弁39と、オイルポンプ40と、第2チェック弁41と、を有し、前記オイルポンプ40の吸入側とリターン圧室9とがリターン液圧路29を介し連通され、前記オイルポンプ40の吐出側がABSブレーキ圧油路42に連結されている。

ABSシステムについて説明すると、図4に示すように、ブレーキ液圧を蓄積するアキュムレータ38と、第1チェックボール弁41と、高圧ブレーキ液を吐出する液圧ポンプ40と、第2チェックボール弁39と、ABSブレーキ液圧PABSを作り出す第2ソレノイド弁43と、マスタシリンダ通路25の下流側に接続されたABSブレーキ液圧通路42とを、有している。マスタシリンダ圧通路25とソレノイド弁43とは、供給通路42aを介して連通すれ、ソレノイド弁43とリターン通路29とは、ディスチャージ通路42bを介して連通されている。また、リターン通路29は、アキュムレータ38をリターン室9に連通している。第1チェック弁41は、液圧ポンプ40から第2ソレノイド弁43へ向かう方向のみブレーキ液の流れを許容し、第2チェック弁39はアキュムレータ38から液圧ポンプ40へ向かう方向のみブレーキ液の流れを許容する。第2ソレノイド弁43は、複数のモードで切り替えられ、ノーマル・モードではマスタシリンダ圧 $P_m$ をマスタシリンダ圧通路25からABSブレーキ液圧室37へ伝え、増圧モードでは、ABS液圧PABSが増加し、液圧ポンプ40からABSブレーキ液圧室37へ供給され、液圧保持モードでは、ホイールシリンダABS液圧室38内のABS液圧PABSが保持され、減圧モードでは、ホイールシリンダABS液圧室38内のABS液圧PABSが減少される。他の構成は、実施例1と同様である。

[0055] 作用については、実施例4の車両用制動装置では、ホイールシリンダ圧調圧弁13による調圧動作でリターン圧室9に逃がされた油は、リターン液圧路29を介してABS液圧源のリザーバ38に戻されることになる。なお、他の作用については、マスタシリンダ圧 $P_m$ をABSブレーキ圧PABSに読み替えることで、実施例1と同様であるので説明を省略する。

[0056] 次に、効果を説明する。

実施例4の車両用制動装置にあつては、実施例1の(1)〜(9)の効果に加え、下記の効

果を得ることができる。

- [0057] (12) 前記要求制動液圧室を、マスタシリンダ24の下流に設けられたABSからのABSブレーキ圧PABSを導くABSブレーキ圧室37としたため、リターンポンプとしてABS液圧源のオイルポンプ40を共用でき、別にポンプを必要としない構成にすることができる。

### 実施例 5

- [0058] 実施例5は、ABS作動時に回生制動を停止することで、安全にABSを効かせることができるようにした例である。
- [0059] すなわち、ABSシステムのハード構成は、図5(1輪分)に示すように、マスタシリンダ24の下流に設けられたABSには、ABS液圧源以外に、増圧ソレノイドバルブ43aや減圧ソレノイドバルブ43bによるソレノイドバルブ43と第3チェック弁44が設けられる。
- [0060] 一方、ABSシステムのソフト構成は、図6に示すように、ABSコントローラ50と、統合コントロールモジュール51と、モータコントローラ52と、バッテリーコントロールユニット53とを有する。
- [0061] 前記ABSコントローラ50は、ブレーキスイッチ54と、各輪の車速センサ(=車輪速センサ)55などからの信号を入力し、ブレーキ操作時に各車輪速情報により制動ロック状態であると判断されると、オイルポンプ40を駆動するポンプモータ56及び各輪のソレノイドバルブ43(増圧バルブと減圧バルブ)に作動指令を出力することで、制動ロックを防止するABS作動を開始する。
- [0062] 前記統合コントロールモジュール51は、ブレーキ踏力センサ57からのブレーキ踏力信号と、アクセル踏み込み量センサ58からのアクセル踏み込み量信号と、前記ABSコントローラ50からの車速信号及びABS信号と、バッテリーコントロールユニット53からのバッテリー状態信号と、を入力し、モータコントローラ52に対しモータトルク信号を出力する。
- [0063] 前記モータコントローラ52は、統合コントロールモジュール51からのモータトルク信

号と、モータMからのモータ状態信号を入力し、バッテリー59を直流電源とするインバータ60に対し、モータ駆動指令を出力する。そして、三相交流のモータMは、インバータ55からのモータ駆動指令に応じて力行と回生とが制御される。

- [0064] ABSシステムは、実施例4とは以下の点で異なる。すなわち、マスタシリンダ通路25とABS液圧通路42とは、シャット・オフ弁46と第3チェック弁47とを介して連通されている。シャット・オフ弁46は、ABSシステムが作動しない場合には開状態となってマスタシリンダ液圧通路25と車体側円筒ケース5に形成したABS液圧室37とを連通し、ABSシステムが作動するときは、上記連通を遮断する。第3チェック弁47は、マスタシリンダ液圧通路25から第4チェック弁44へ向かう方向にのみブレーキ液の流れを許容する。第4チェック弁44は、シャット・オフ弁46からABS液圧室37へ向かう方向にのみブレーキ液の流れを許容する。

第4チェック弁44と並列に液圧昇圧ソレノイド弁45aが設けられてABS液圧室8へ供給するABS液圧PABSを増加させるようにし、また液圧減圧ソレノイド弁45bが設けられてABS液圧室37もABSブレーキ液圧PABSを減少するようにしてある。液圧減圧ソレノイド弁45bは、リターン室9とアキュムレータ38とを連通するリターン通路29に接続されている。他の構成は、第4実施例と同様である。

このブレーキシステムでは、ABSシステムが作動しないときには、シャット・オフ弁46が開状態となる。これにより、マスタシリンダ圧がマスタシリンダ24からマスタシリンダ液圧通路25、ABS液圧通路42、液圧昇圧ソレノイド弁45aを介してABS液圧室37へ伝わり、その後、液圧ブレーキ2のホイールシリンダ液圧室8とホイールシリンダ液圧通路27とを介してホイールシリンダ26へ伝わり、車輪へブレーキトルクを作用させる。

ABSシステムが作動すると、シャット・オフ弁46がマスタシリンダ通路25とABS液圧通路42との間を遮断し、液圧ポンプ40が液圧昇圧ソレノイド弁45aに圧液を供給し、ABSシステムを機能させる。このABS作動中にあっては、液圧昇圧ソレノイド弁45aと液圧減圧ソレノイド弁45bとは、車輪の状態に応じてABS液圧室37へ供給するABS液圧PABSを上昇、保持、減圧する。なお、図5の他の構成については、実施例1と同様であるので、対応する構成に同一符号を付して説明を省略する。



[0065] 次に、作用を説明する。

[モータ制御作動]

[0066] 図7は統合コントロールモジュール51にて実行されるモータ制御作動の流れを示すフローチャートで、以下、各ステップについて説明する(制動制御手段)。

[0067] ステップS1では、ブレーキ踏力センサ57からのブレーキ踏力信号と、アクセル踏み込み量センサ58からのアクセル踏み込み量信号と、ABSコントローラ50からの車速信号と、バッテリーコントロールユニット53からのバッテリー状態信号と、を入力し、モータコントローラ52に対し出力するモータトルク信号を作り出す。

[0068] ステップS2では、ABSコントローラ50からのABS信号がONか否かが判断され、YESの場合はステップS3へ移行し、NOの場合はステップS4へ移行する。

[0069] ステップS3では、出力するモータトルク信号によるモータトルクがゼロとされ、ステップS4へ移行する。

[0070] ステップS4では、ABSコントローラ50からのABS信号がOFFの場合、モータコントローラ52に対し通常のモータトルク信号を出力し、ABSコントローラ50からのABS信号がONの場合、モータコントローラ52に対しモータトルクゼロのモータトルク信号を出力する。

[0071] [モータ制御作用]

よって、ABS作動時には、図7のフローチャートにおいて、ステップS1→ステップS2→ステップS3→ステップS4へと進む流れとなり、ステップS4では、モータトルクゼロのモータトルク信号、つまり、モータMによる回生制動が停止される。

[0072] このため、ABS作動時のタイヤロックが電気制動トルクによって生じた場合も、素早く電気制動を停止することによって、安全にABSを効かせることができる。

[0073] 次に、効果を説明する。

実施例5の車両用制動装置にあつては、実施例1の(1)〜(9)の効果に加え、下記の効

果を得ることができる。

[0074] (13) ABS作動時、モータMによる回生制動を停止する制動制御手段を設けたため、ABS作動時のタイヤロックが電気制動トルクによって生じた場合も、安全にABSを

効かせることができる。

## 実施例 6

- [0075] 実施例6は、制動反力検知を電氣的に行うと共に、ブレーキ液圧を減圧するソレノイド減圧弁を制御する電気系フィードバック回路とした例である。
- [0076] すなわち、実施例6の車両用制動装置では、図9に示すように、制動反力検知手段として、回転電機ケース4と車体側円筒ケース5との間の位置に設置され、ブレーキキャリパ17に輸入される液圧制動力の反力を、電氣的に検出するロードセル70(トルクセンサ)を用いている。なお、実施例6の回転電機1は、実施例1と同様に、駆動輪ホイール内のブレーキキャリパ17に固定された回転電機ケース4の内部に、モータMと減速機Gとを配置したキャリパー体形の減速機付きホイールインモータである。
- [0077] 前記減圧手段は、前記ロードセル70からのトルク検出値に応じてブレーキ液圧を減圧するソレノイド減圧弁71(弁手段)を制御する電気系フィードバック回路としている。この電気系フィードバック回路は、マスタシリンダ24の下流に設けられたアンチロック・ブレーキング・システムからホイールシリンダへABSブレーキ圧油路42を介してABSブレーキ圧を導くホイールシリンダ液圧路27と、アンチロック・ブレーキング・システムのポンプ吸入側に接続するリターン液圧路29と、の間にソレノイド減圧弁71を設け、前記ロードセル70からのトルク検出値に応じて前記ソレノイド減圧弁71を制御する。なお、前記ABSブレーキ圧油路42とホイールシリンダ液圧路27との間には、ABSブレーキ圧P1(元圧)とホイールシリンダ液圧P2(ロードセル検出値によって減じられる圧)と分けるオリフィス72が設けられている。
- [0078] 前記ソレノイド減圧弁71は、遮断位置と連通位置とを切り替える弁であり、弁スプールには、遮断方向にABSブレーキ圧P1による油圧力とバネ力とが作用し、連通方向(減圧する方向)にホイールシリンダ液圧P2による油圧力とソレノイド力とが作用し、これらの力のバランスにより弁作動を行う。なお、他の構成は、実施例1及び実施例3、4と同様の構成であるので対応する構成に同一符号を付して説明を省略する。
- [0079] 次に、作用を説明すると、この実施例6の車両用制動装置は、実施例1におけるホイールインモータ型の回転電機において、ロードセル70によって回転電機ケース4に輸入される回生制動トルクと液圧ブレーキトルクの反力を電氣的に検知し、ソレノイド

減圧弁71に対するソレノイド電流制御によってブレーキ液圧を減じるようにしたものである。

[0080] つまり、ロードセル70では、ブレーキディスク20からブレーキキャリパ17に入力される反力に応じ、図10(a)に示すように、ロードセル検出値が出力され、このロードセル検出値を入力する図外のコントローラでは、ソレノイド減圧弁71に対し、図10(b)に示すように、ロードセル検出値に応じたソレノイド電流をソレノイド減圧弁71に対し出力する。よって、ブレーキ操作開始時においては、ABSブレーキ圧P1>ホイールシリンダ液圧P2という関係により、ソレノイド減圧弁71は遮断位置を維持し、その後、ホイールシリンダ液圧P2が上昇し、ABSブレーキ圧P1=ホイールシリンダ液圧P2という関係になると、バネ力よりもソレノイド力が大きくなった時点で、ソレノイド減圧弁71は遮断位置から連通位置へと切り替わり、この切り替わりにより経きり変わり、ホイールシリンダ液圧P2が低下し、再び、ABSブレーキ圧P1>ホイールシリンダ液圧P2という関係になると、ソレノイド減圧弁71は連通位置から遮断位置へと切り替わる。つまり、ソレノイド力が大きいほど、つまり、ブレーキディスク20からブレーキキャリパ17に入力される反力が大きいほど、連通位置への切り替え頻度が高くなり、ホイールシリンダ液圧が減圧されることになる。なお、他の作用は、機械系フィードバック機構を採用したものと同様である。

[0081] 次に、効果を説明する。

実施例6の車両用制動装置にあつては、実施例1の(1),(2)の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

[0082] (14) 前記制動反力検知手段は、ブレーキキャリパ17に入力される液圧制動力の反力を電氣的に検出するロードセル70であり、前記減圧手段は、前記ロードセル70からのトルク検出値に応じてブレーキ液圧を減圧するソレノイド減圧弁71を制御する電気系フィードバック回路であるため、制動液圧の維持・低減を切替えるソレノイド減圧弁71の弁動作により、電氣的な制動力の反力検知に基づいて制動液圧を減圧制御を行うことができる。

[0083] (15) 前記回転電機1は、駆動輪ホイール内のブレーキキャリパ17に固定された回転電機ケース4の内部に、モータMと減速機Gとを配置したキャリパー一体型の減速機

付きホイールインモータであり、前記電気系フィードバック回路は、マスタシリンダ24の下流に設けられたアンチロック・ブレーキング・システムからホイールシリンダへABSブレーキ圧を導くホイールシリンダ液圧路27と、アンチロック・ブレーキング・システムのポンプ吸入側に接続するリターン液圧路29と、の間にソレノイド減圧弁71を設け、前記ロードセル70からのトルク検出値に応じて前記ソレノイド減圧弁71を制御するため、キャリパー体型の減速機付きホイールインモータを備えた車両において、電気回生状態に左右されることなく、エネルギー回生率を向上させる精度の高い協調ブレーキ制御を、制動反力に基づく電気制御で容易に達成することができる。

### 実施例 7

[0084] 実施例7は、基本的に実施例6と同様の構成であるが、実施例6がキャリパー体型の減速機付きホイールインモータへの適用例であったのに対し、キャリパ分離型の減速機付き車載モータへの適用例とした。

[0085] すなわち、図11に示すように、回転電機1は、駆動輪ホイール内のブレーキキャリパ17と回転電機ケース4が分離状態で配置され、該回転電機ケース4内にモータMと減速機Gとを配置したキャリパ分離型の減速機付き車載モータであり、前記電気系フィードバック回路は、マスタシリンダ24の下流に設けられたアンチロック・ブレーキング・システムからホイールシリンダへABSブレーキ圧を導くホイールシリンダ液圧路27と、アンチロック・ブレーキング・システムのポンプ吸入側に接続するリターン液圧路29と、の間にソレノイド減圧弁71を設け、前記ロードセル70からのトルク検出値に応じて前記ソレノイド減圧弁を制御するようにしている。なお、他の構成及び作用については、実施例6と同様であるので説明を省略する。

[0086] 次に、効果を説明する。

実施例7の車両用制動装置にあつては、実施例1の(1),(2)の効果と、実施例6の(14)の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

[0087] (16) 回転電機1は、駆動輪ホイール内のブレーキキャリパ17と回転電機ケース4が分離状態で配置され、該回転電機ケース4内にモータMと減速機Gとを配置したキャリパ分離型の減速機付き車載モータであり、前記電気系フィードバック回路は、マスタシリンダ24の下流に設けられたアンチロック・ブレーキング・システムからホイールシ

リンダへABSブレーキ圧を導くホイールシリンダ液圧路27と、アンチロック・ブレーキング・システムのポンプ吸入側に接続するリターン液圧路29と、の間にソレノイド減圧弁71を設け、前記ロードセル70からのトルク検出値に応じて前記ソレノイド減圧弁を制御するため、キャリパ分離型の減速機付き車載モータを備えた車両において、電気回生状態に左右されることなく、エネルギー回生率を向上させる精度の高い協調ブレーキ制御を、制動反力に基づく電気制御で容易に達成することができる。

## 実施例 8

[0088] 実施例8は、実施例1において回転電機を省き、車輪に始動装置のみを有する場合の例である。

[0089] すなわち、実施例8の車両用制動装置では、図12に示すように、前記車輪に対して液圧制動力を付与するディスクブレーキ型の液圧ブレーキ2(制動手段)のみを設け、前記制動反力検知手段を、前記液圧ブレーキ2のブレーキキャリパ17に対し一体に設けられたキャリパ部材17aとしたものである。なお、他の構成は実施例1と同様であるので対応する構成に同一符号を付して説明を省略する。

[0090] 次に、作用を説明すると、制動力 $F_{bra}$ は、

$$F_{bra} = \mu (P1 - \mu P2)$$

[0091]  $= \mu P1 - \mu \alpha F_{bra} \quad \dots(1)$

であらわされる。なお、 $\mu$ は、ディスクとパッドとの摩擦係数である。

上記式(1)を変形すると、

$$F_{bra} = [\mu / (1 + \mu \alpha)] \times P1 \quad \dots(2)$$

となる。

この式(2)から、 $\alpha$ の大きさが大きいほど、ディスクとパッド間の摩擦係数 $\mu$ の変化に対する制動力の変化代が小さくなる。即ち、液圧ブレーキ2が車輪に付与する制動力を、パッドの摩耗や、雨天走行のようにディスクとパッド間の摩擦係数が変化しても、殆ど同じ力を付与できる。なお、係数 $\alpha$ を大きくすると制動力を大きく出せるマスターシリンダが必要となるが、倍力装置の設定で適宜調整できる。

[0092] 次に、効果を説明する。

実施例8の車両用制動装置にあつては、実施例1の(1),(2),(3),(4)の効果に加え、下

記の効果を得ることができる。

[0093] (17) 前記車輪に対して液圧制動力を付与する液圧ブレーキ2のみを設け、前記制動力検知手段を、前記液圧ブレーキ2のブレーキキャリパ17に対し一体に設けられたキャリパ部材17aとしたため、液圧ブレーキ2において、キャリパ部材17aを用いた簡単な制動力検知に基づき、ディスクとパッドとの間の摩擦係数の変化にかかわらず、車輪に付与される制動力の変化を抑えることができる。

[0094] 以上、本発明の車両用制動装置を実施例1～実施例8に基づき説明してきたが、具体的な構成については、これらの実施例に限られるものではなく、特許請求の範囲の各請求項に係る発明の要旨を逸脱しない限り、設計の変更や追加等は許容される。

[0095] 実施例1～実施例5では、要求制動液圧室とホイールシリンダ圧室の連通液圧路に固定開口面積によるオリフィスを設けた例を示したが、例えば、要求制動液圧とホイールシリンダ圧の差圧が大きいときには、開口面積を広げて初期制動応答性を確保しながら、差圧が小さくなると開口面積を狭くしてホイールシリンダ圧調圧性能を確保する機械制御式の可変オリフィスに置き換えても良いし、また、要求制動液圧とホイールシリンダ圧を直結する液圧路と固定オリフィスを設けた連通液圧路とを並列に設け、要求制動液圧とホイールシリンダ圧を直結する液圧路に機械制御式の開閉弁を設け、初期制動応答性とホイールシリンダ圧調圧性能との両立を図るようにしても良い。

[0096] 実施例8において、実施例1のように、機械的に反力を検知する代わりに、実施例6, 7のように、圧電素子によってブレーキキャリパ17に作用するブレーキトルク反力を検出し、ソレノイド減圧弁を用いて反力分を減じるようにしてもよい。また、液圧ブレーキとしては、ディスク型に限らず、ドラムブレーキタイプであってもよい。

#### 産業上の利用可能性

[0097] 本発明の車両用制動装置は、電気自動車や燃料電池車やハイブリッド車等であって、液圧制動力と回生制動力との和により要求制動力を得るようにした車両に適用することができるのは勿論のこと、車輪に液圧ブレーキのみを有するエンジン車等にも適用することができる。

### 請求の範囲

- [1] 車輪に固定された回転体に対して、制動液圧に応じた制動力を付与する制動手段を備えた車両用制動装置において、  
制動力付与時に前記回転体から前記制動手段に入力される反力を、前記制動液圧を減じる方向に作用させる減圧手段を設けたことを特徴とする車両用制動装置。
- [2] 請求項1記載の車両用制動装置において、  
前記減圧手段は、制動液圧の維持・低減の切り換えが可能な弁手段を有し、当該弁手段の制動液圧を低減する方向へ前記制動手段に入力される反力を作用させるようにしたことを特徴とする車両用制動装置。
- [3] 請求項1ないし2の何れか1項に記載の車両用制動装置において、  
前記制動手段に入力される反力を検知する制動反力検知手段を設け、  
検知した反力を前記弁手段に対して制動液圧低減方向へ作用させたことを特徴とする車両用制動装置。
- [4] 請求項1ないし3の何れか1項に記載の車両用制動装置において、  
前記制動反力検知手段は、車体側に対して相対揺動自在に設けられ、前記制動手段に入力される反力が揺動運動に変換されるよう、制動手段と制動反力検知手段とを一体的に設けたことを特徴とする車両用制動装置。
- [5] 請求項4記載の車両用制動装置において、  
前記車輪に対して駆動力を付与する駆動装置を設け、  
前記制動反力検知手段を、前記駆動装置を収納する駆動装置ケースとしたことを特徴とする車両用制動装置。
- [6] 請求項4記載の車両用制動装置において、  
前記車輪に対して回生制動力を付与する回転電機を設け、  
前記制動反力検知手段を、前記回転電機を収納する回転電機ケースとしたことを特徴とする車両用制動装置。
- [7] 請求項4ないし6の何れか1項に記載の車両用制動装置において、  
前記回転電機の回転電機ケースを、車体側部材に対し相対回転可能に支持し、  
前記車体側部材に要求制動液圧室とホイールシリンダ圧室とリターン圧室とを形成

し、前記要求制動液圧室と前記ホイールシリンダ圧室の連通液圧路にオリフィスを設け、前記ホイールシリンダ圧室と前記リターン圧室との連通液圧路にホイールシリンダ圧調圧弁を設け、

前記減圧手段は、ホイールシリンダ圧調圧弁に対し、前記回転電機ケースに設けられた作用腕を介して加えられる弁開方向の回生制動トルクと、ホイールシリンダ圧に基づく弁開方向の液圧制動トルクとの和が、要求制動液圧に基づく弁閉方向の要求制動トルクと釣り合うようにホイールシリンダ圧を調圧する機械系フィードバック機構であることを特徴とする車両用制動装置。

[8] 請求項7に記載の車両用制動装置において、

前記回転電機は、駆動輪ホイール内のブレーキキャリパに固定された回転電機ケース内部に、モータと減速機とを配置したキャリパー一体型の減速機付きホイールインモータであり、

前記ホイールシリンダ圧調圧弁は、前記要求制動液圧室に端面が配置され、要求制動液圧発生時に弁閉方向のトルクを受けるピストンと、該ピストンに連結され、前記ホイールシリンダ圧室と前記リターン圧室との隔壁に形成されたバルブ穴を開閉するバルブ部材と、を有し、

前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケースに設けられた作用腕を介して前記ピストンに加えられる弁開方向のトルクと、要求制動液圧と前記ピストンの有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の要求制動トルクとが釣り合うようにホイールシリンダ圧を調圧する第1フィードバック機構であることを特徴とする車両用制動装置。

[9] 請求項7に記載の車両用制動装置において、

前記回転電機は、駆動輪ホイール内のブレーキキャリパと回転電機ケースが分離状態で配置され、該回転電機ケース内にモータと減速機とを配置したキャリパ分離型の減速機付き車載モータであり、

前記ホイールシリンダ圧調圧弁は、前記要求制動液圧室に端面が配置され、要求制動液圧発生時に弁閉方向のトルクを受ける第1ピストンと、該第1ピストンに連結され、第1ホイールシリンダ圧室と前記リターン圧室との隔壁に形成されたバルブ穴を開閉するバルブ部材と、を有し、



前記車体側部材のうち、前記ホイールシリンダ圧調圧弁とは離れた位置に、第2ピストンを有する第2ホイールシリンダ圧室を形成し、

前記回転電機ケースに、ホイールシリンダ圧発生時に前記第2ピストンのピストンロッドから弁開方向にトルクを受ける第2作用腕を設け、

前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケースに設けられた第1作用腕を介して前記第1ピストンに加えられる弁開方向のトルクと、要求制動液圧と前記第1ピストンの有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の要求制動トルクとが釣り合うようにホイールシリンダ圧を調圧する第2フィードバック機構であることを特徴とする車両用制動装置。

[10] 請求項9に記載の車両用制動装置において、

前記回転電機は、駆動輪ホイール内のブレーキキャリパと回転電機ケースが分離状態で配置され、該回転電機ケース内にモータと減速機とを配置したキャリパ分離型の減速機付き車載モータであり、

前記ホイールシリンダ圧調圧弁は、前記要求制動液圧室に端面が配置され、要求制動液圧発生時に弁閉方向のトルクを受ける第1ピストンと、前記ホイールシリンダ圧室に端面が配置され、ホイールシリンダ圧発生時に弁開方向のトルクを受ける第2ピストンと、両ピストンに連結され、前記ホイールシリンダ圧室と前記リターン圧室との隔壁に形成されたバルブ穴を開閉するバルブ部材と、を有し、

前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケースに設けられた第1作用腕を介して前記第1ピストンに加えられる弁開方向の回生制動トルクと、ホイールシリンダ圧と前記第2ピストンの有効受圧面積の積に基づく弁開方向の液圧制動トルクとの和と、要求制動液圧と前記第1ピストンの有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の要求制動トルクとが釣り合うようにホイールシリンダ圧を調圧する第3フィードバック機構であることを特徴とする車両用制動装置。

[11] 請求項7ないし10の何れか1項に記載の車両用制動装置において、

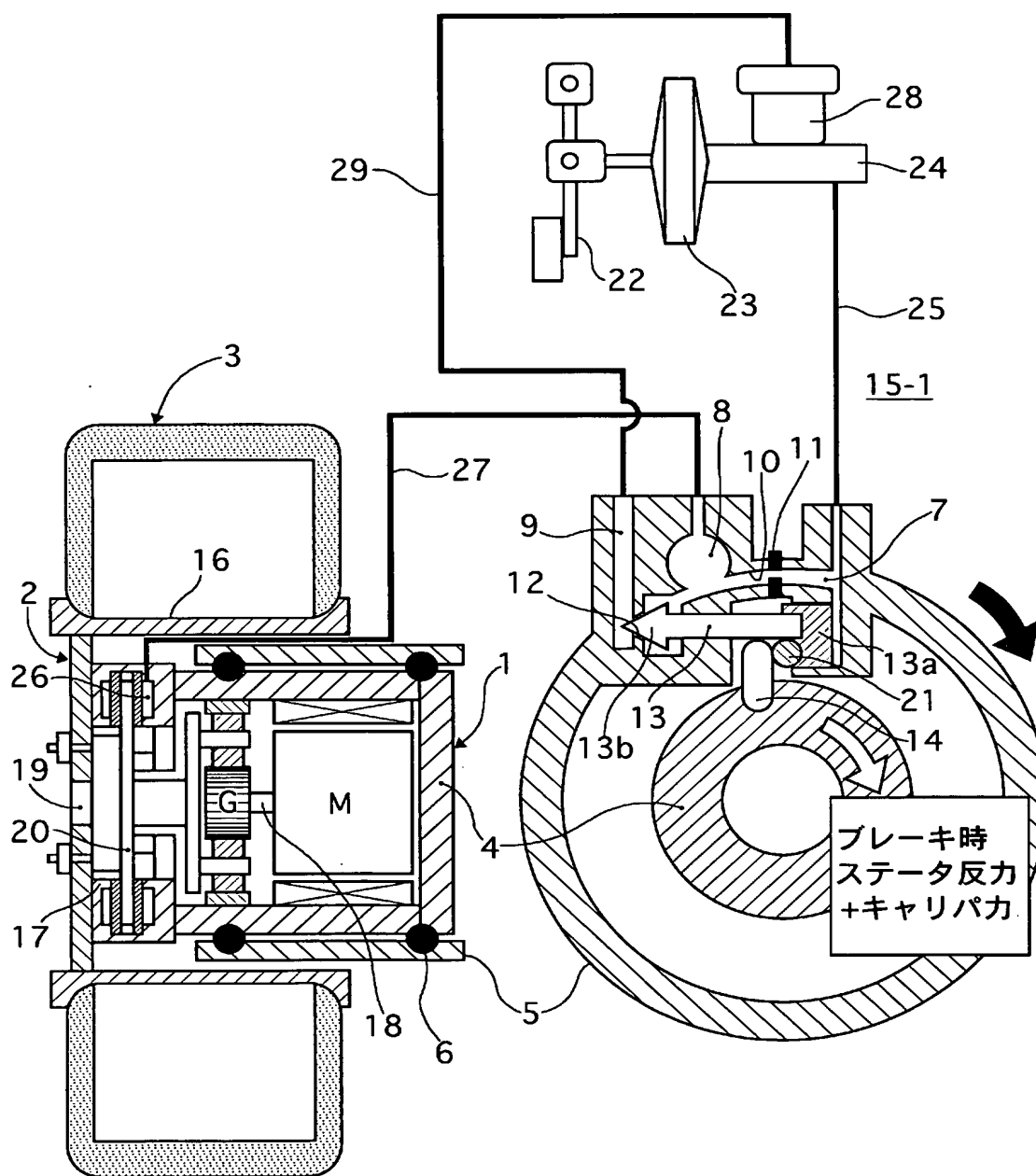
前記要求制動液圧室は、ブレーキ操作手段に対するブレーキ操作にてマスタシリンダにより発生するマスタシリンダ圧を導くマスタシリンダ圧室であることを特徴とする車両用制動装置。

- [12] 請求項7ないし10の何れか1項に記載の車両用制動装置において、  
前記要求制動液圧室は、マスタシリンダの下流に設けられたアンチロック・ブレーキング・システムからのABSブレーキ圧を導くABSブレーキ圧室であり、  
前記リターン圧室は、アンチロック・ブレーキング・システムのポンプ吸入側に接続することを特徴とする車両用制動装置。
- [13] 請求項12に記載の車両用制動装置において、  
アンチロック・ブレーキング・システム作動時、前記回転電機による回生制動を停止する制動制御手段を設けたことを特徴とする車両用制動装置。
- [14] 請求項1ないし2の何れか1項に記載の車両用制動装置において、  
前記制動反力検知手段は、ブレーキキャリパに入力される液圧制動力の反力を電気的に検出するトルクセンサであり、  
前記減圧手段は、前記トルクセンサからのトルク検出値に応じてブレーキ液圧を減圧するソレノイド減圧弁を制御する電気系フィードバック回路であることを特徴とする車両用制動装置。
- [15] 請求項14に記載の車両用制動装置において、  
前記回転電機は、駆動輪ホイール内のブレーキキャリパに固定された回転電機ケース内部に、モータと減速機とを配置したキャリパ一体型の減速機付きホイールインモータであり、  
前記電気系フィードバック回路は、マスタシリンダの下流に設けられたアンチロック・ブレーキング・システムからホイールシリンダへABSブレーキ圧を導くホイールシリンダ液圧路と、アンチロック・ブレーキング・システムのポンプ吸入側に接続するリターン液圧路と、の間にソレノイド減圧弁を設け、前記トルクセンサからのトルク検出値に応じて前記ソレノイド減圧弁を制御することを特徴とする車両用制動装置。
- [16] 請求項14に記載の車両用制動装置において、  
前記回転電機は、駆動輪ホイール内のブレーキキャリパと回転電機ケースが分離状態で配置され、該回転電機ケース内にモータと減速機とを配置したキャリパ分離型の減速機付き車載モータであり、  
前記電気系フィードバック回路は、マスタシリンダの下流に設けられたアンチロック・

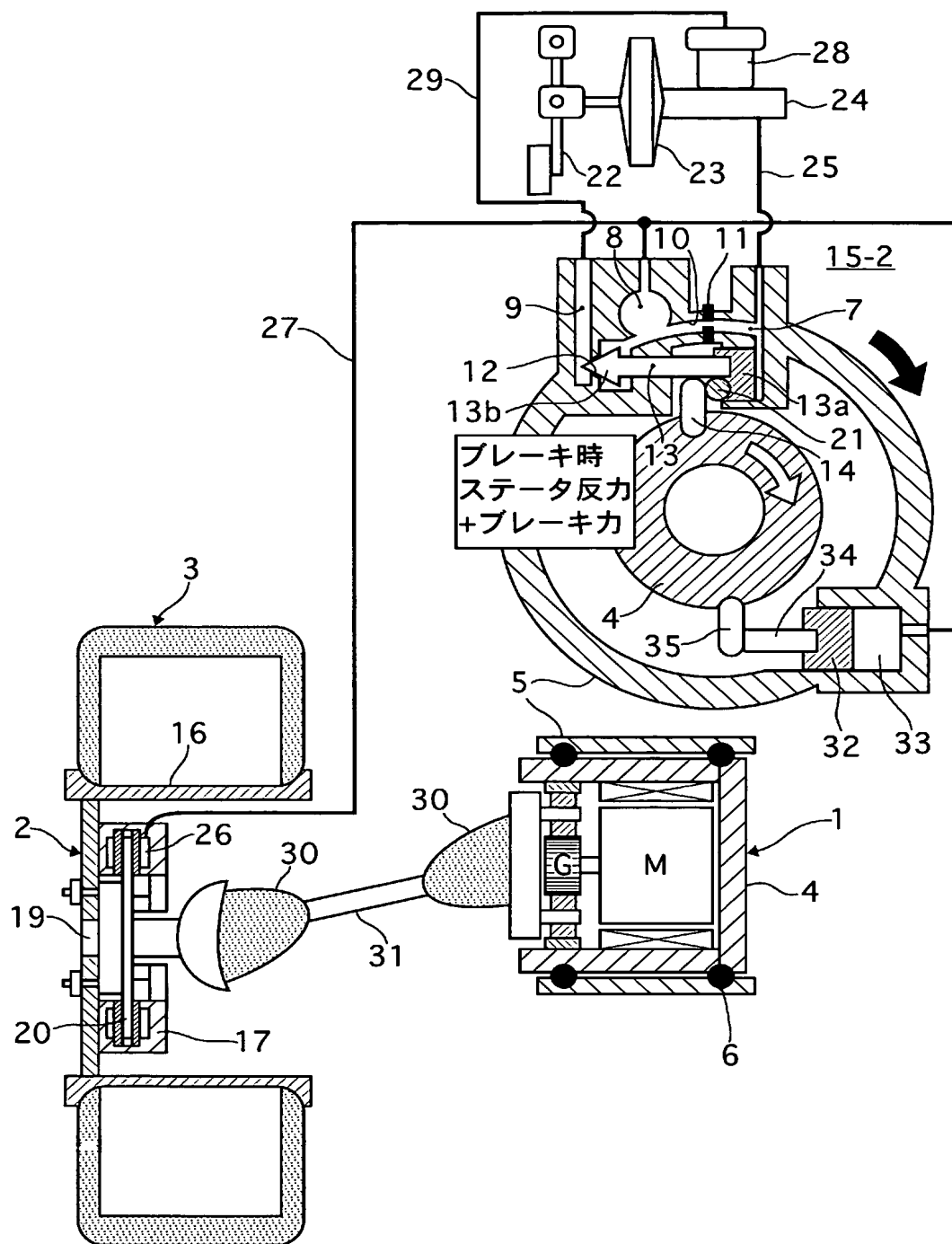
ブレーキング・システムからホイールシリンダへABSブレーキ圧を導くホイールシリンダ液圧路と、アンチロック・ブレーキング・システムのポンプ吸入側に接続するリターン液圧路と、の間にソレノイド減圧弁を設け、前記トルクセンサからのトルク検出値に応じて前記ソレノイド減圧弁を制御することを特徴とする車両用制動装置。

- [17] 請求項4記載の車両用制動装置において、  
前記車輪に対して液圧制動力を付与する制動手段のみを設け、  
前記制動反力検知手段を、前記制動手段のブレーキキャリパに対し一体に設けられたキャリパ部材としたことを特徴とする車両用制動装置。

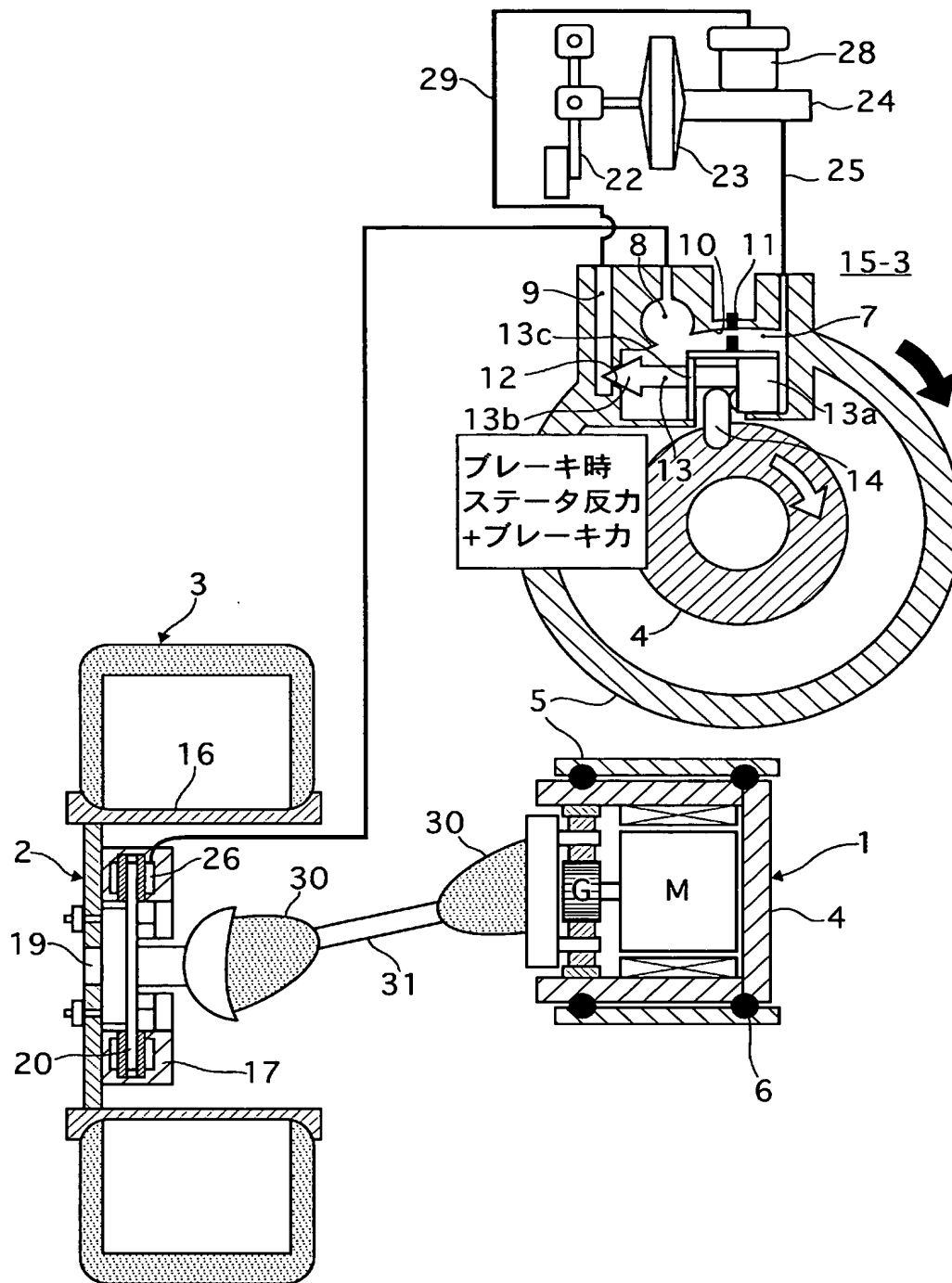
[図1]



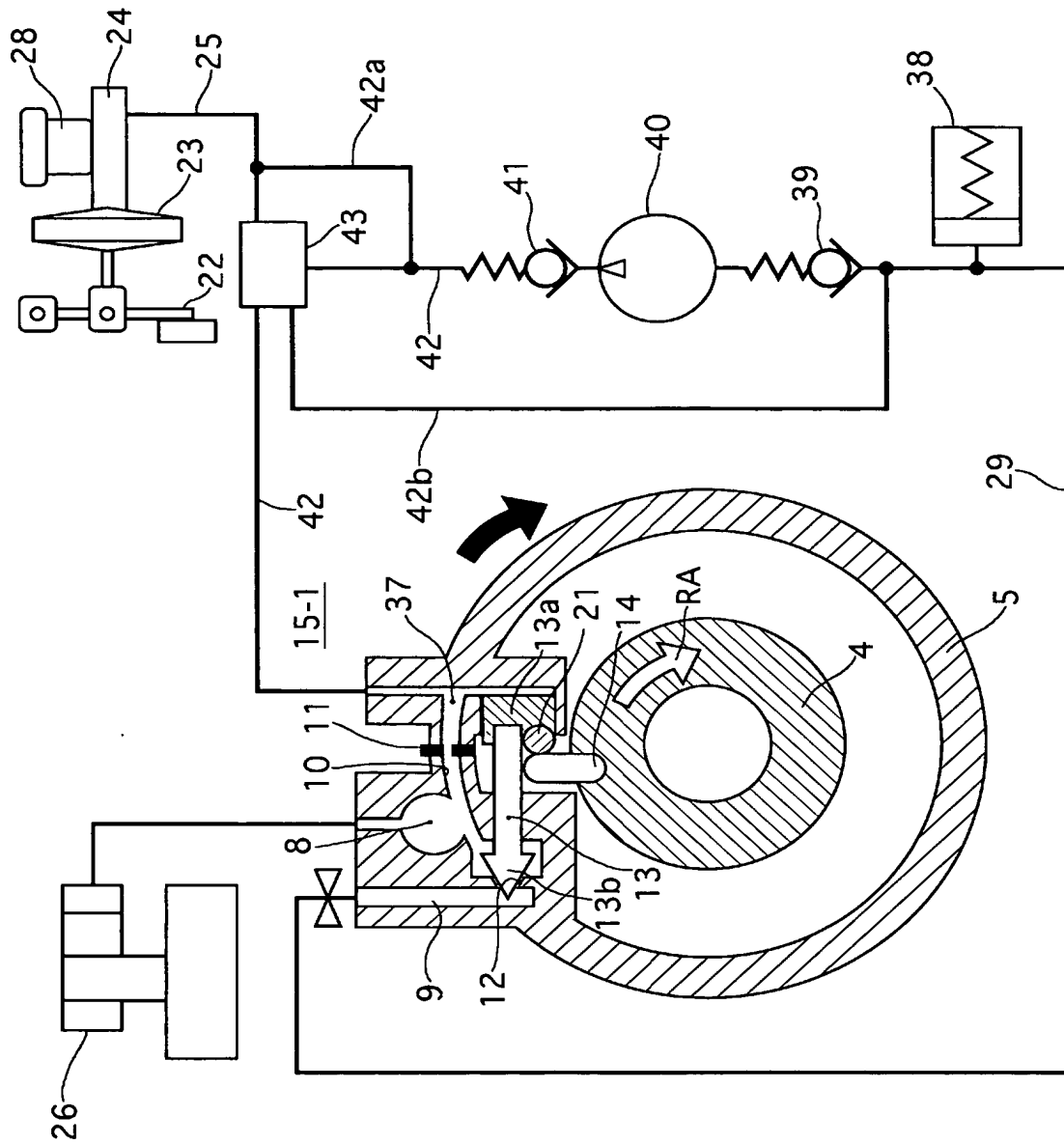
[図2]



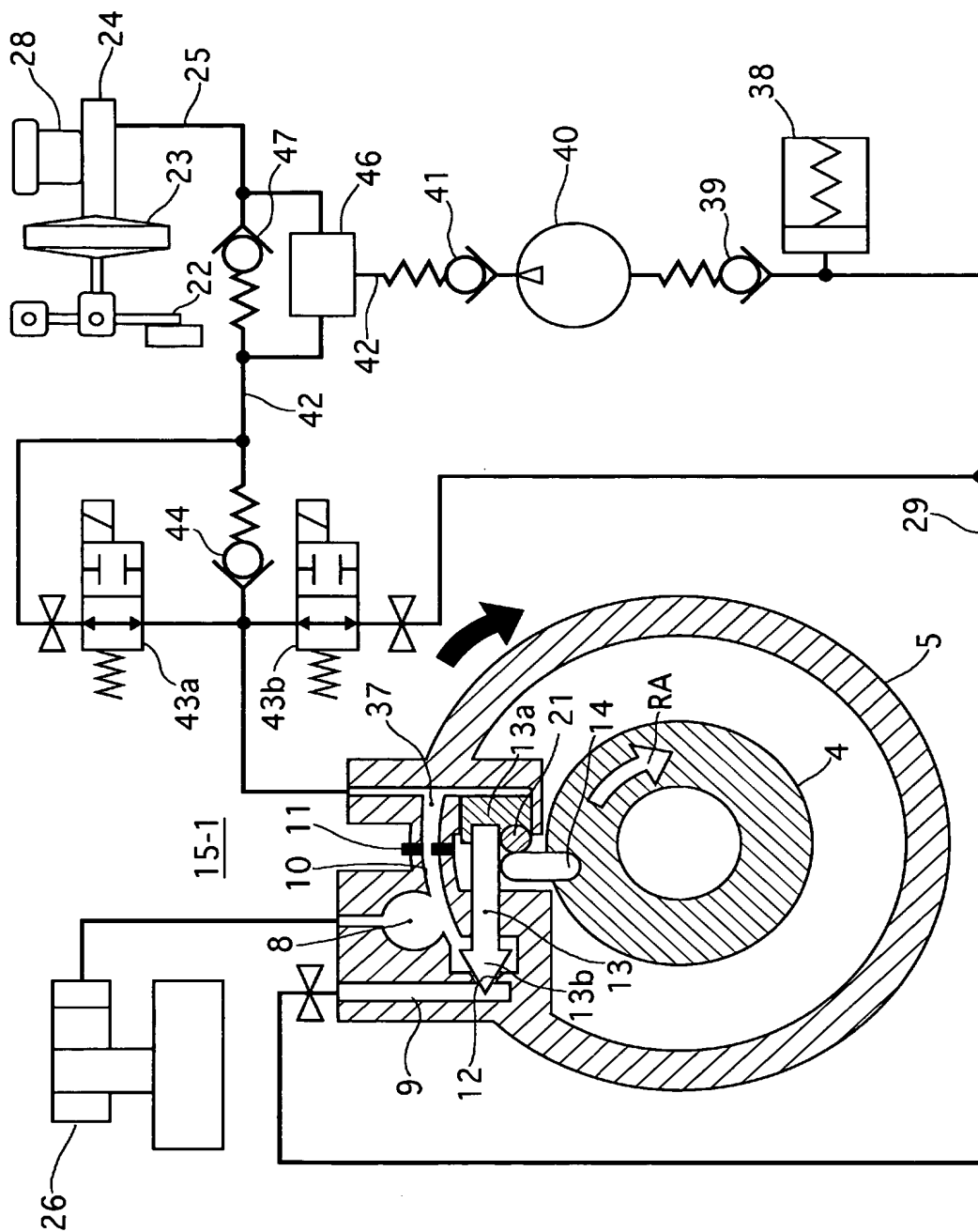
[図3]



[図4]

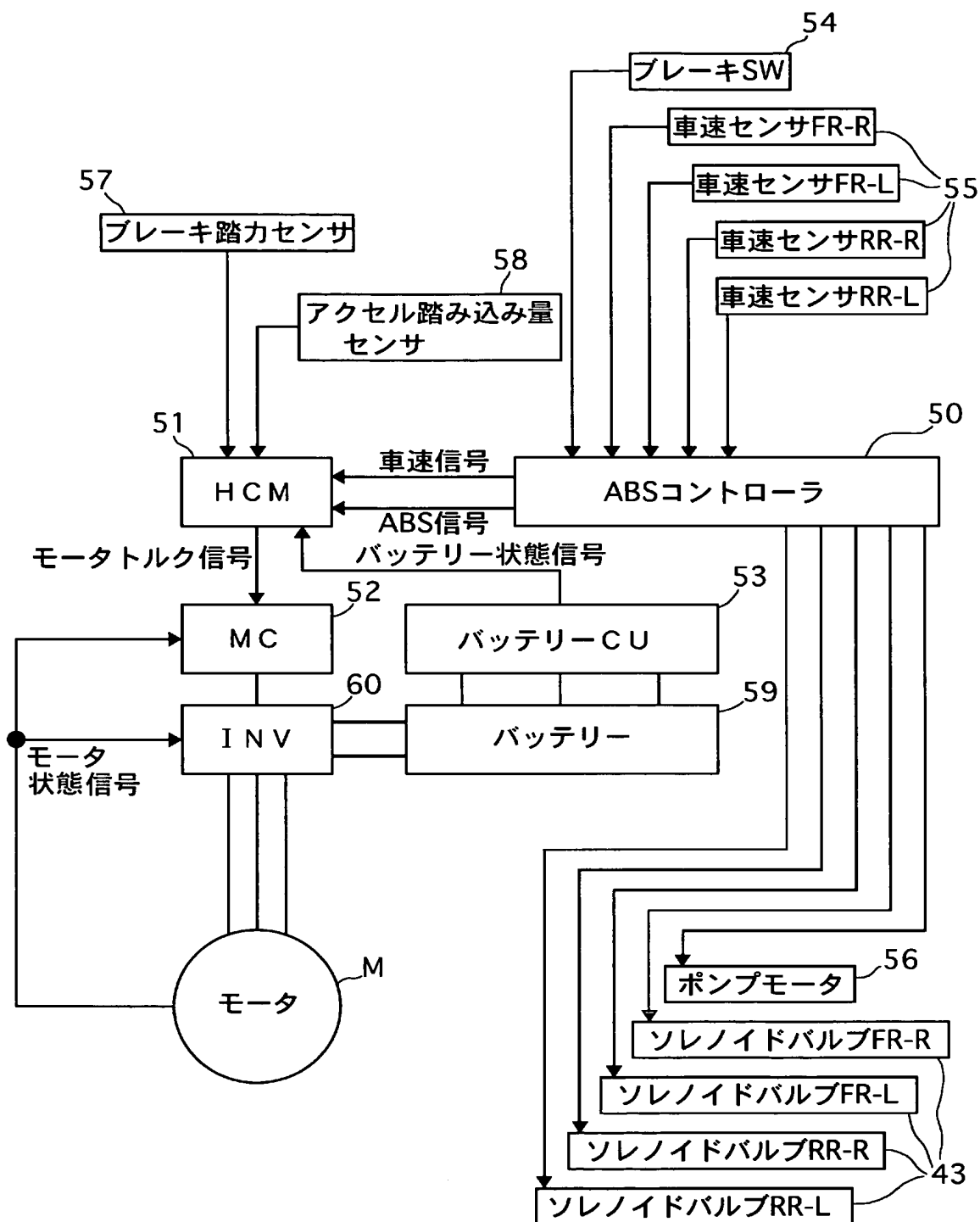


[図5]

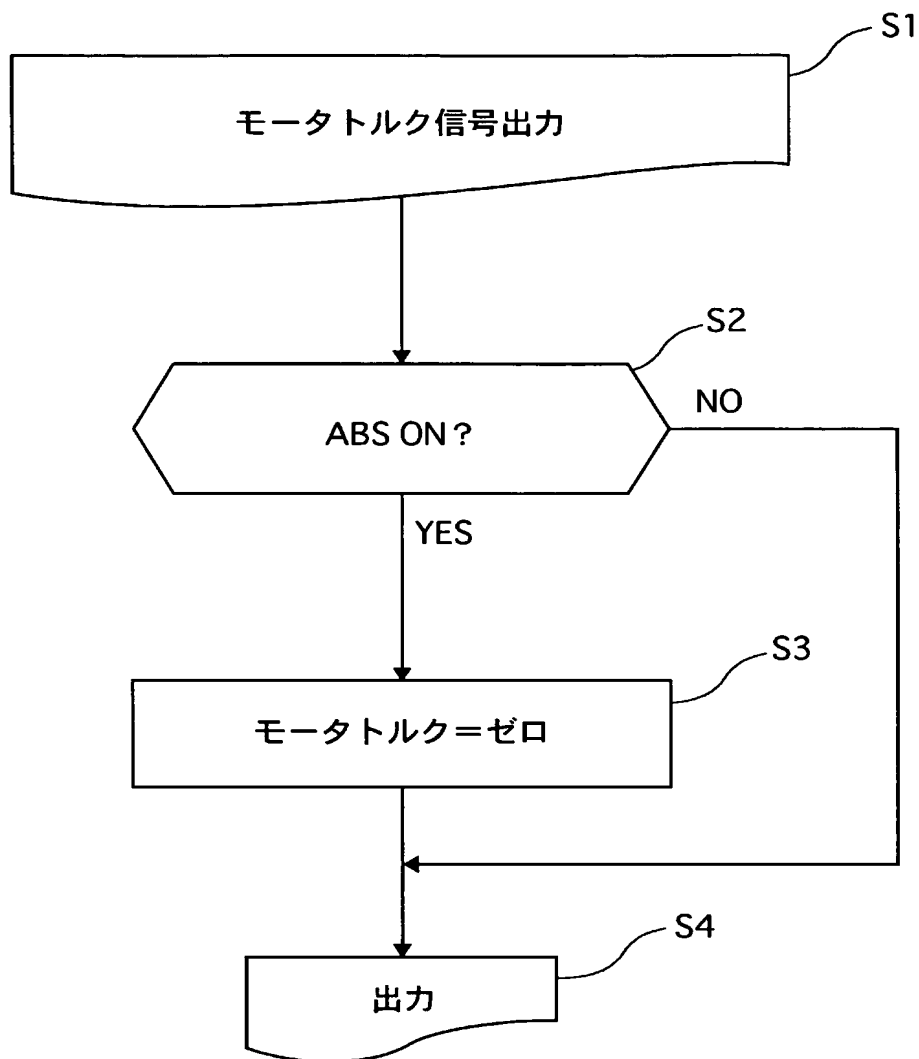




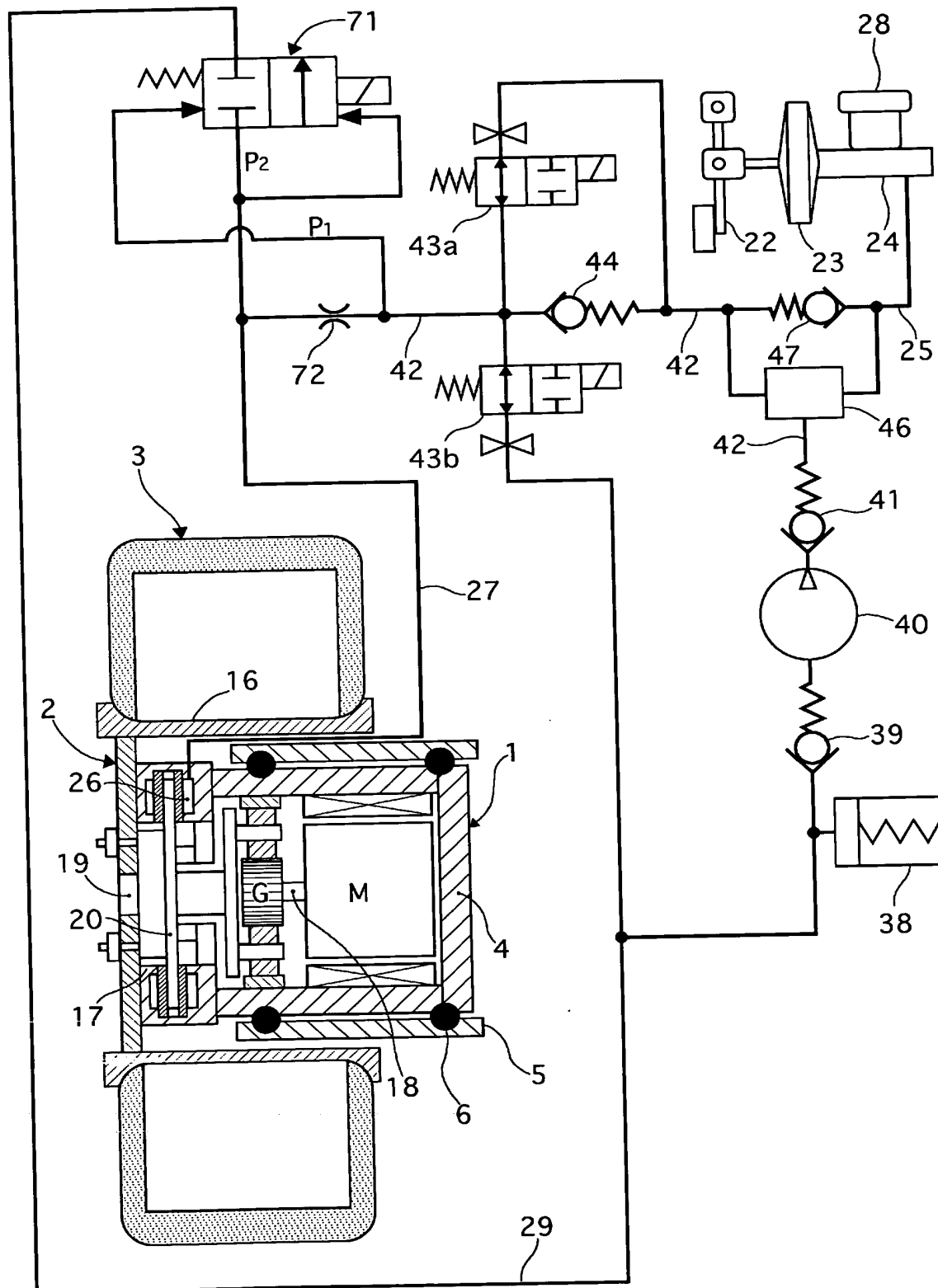
[図6]



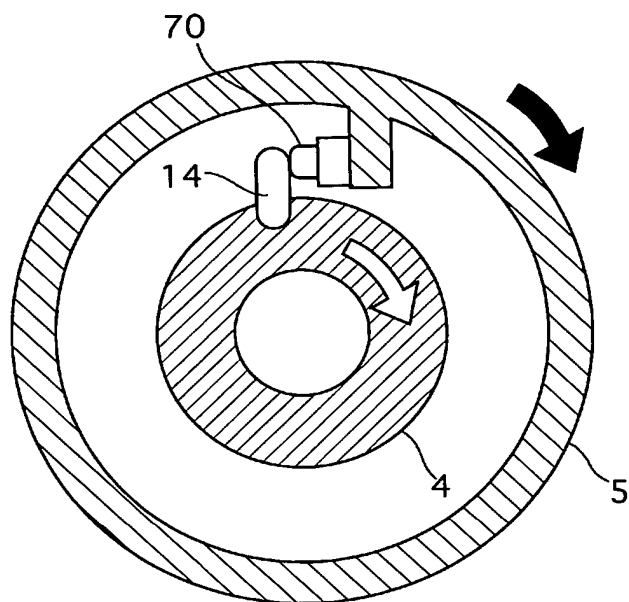
[図7]



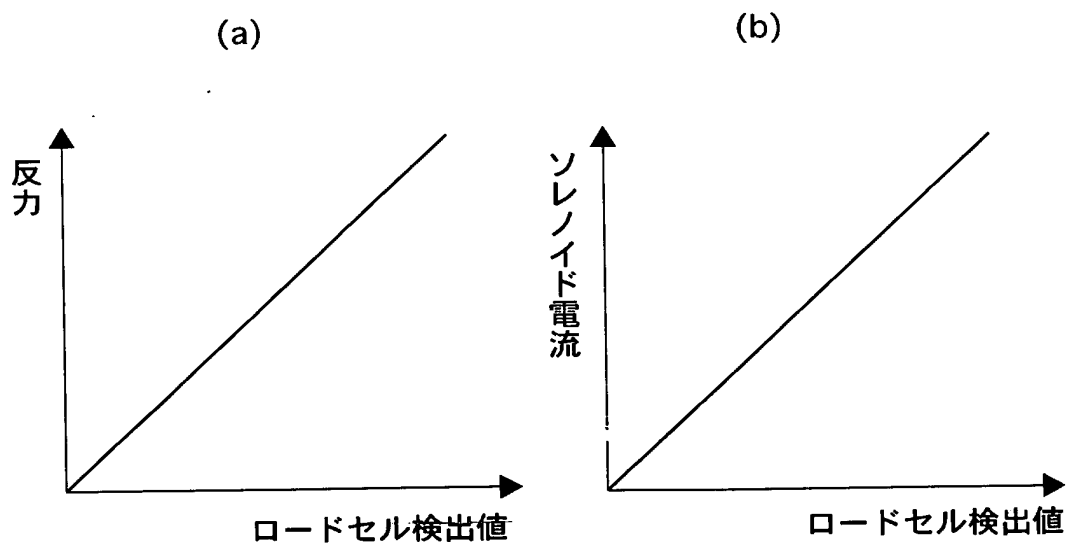
[図8]



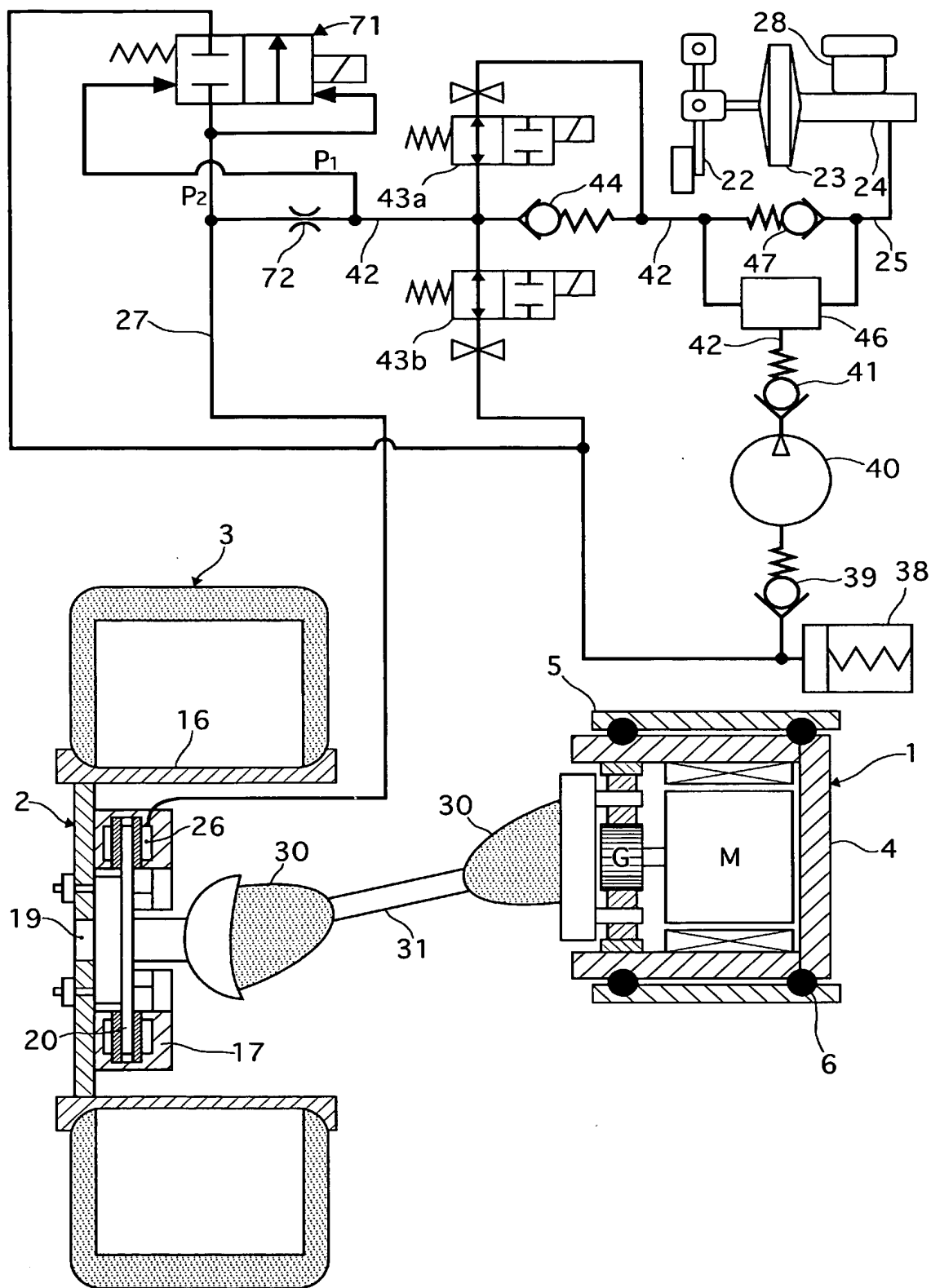
[図9]



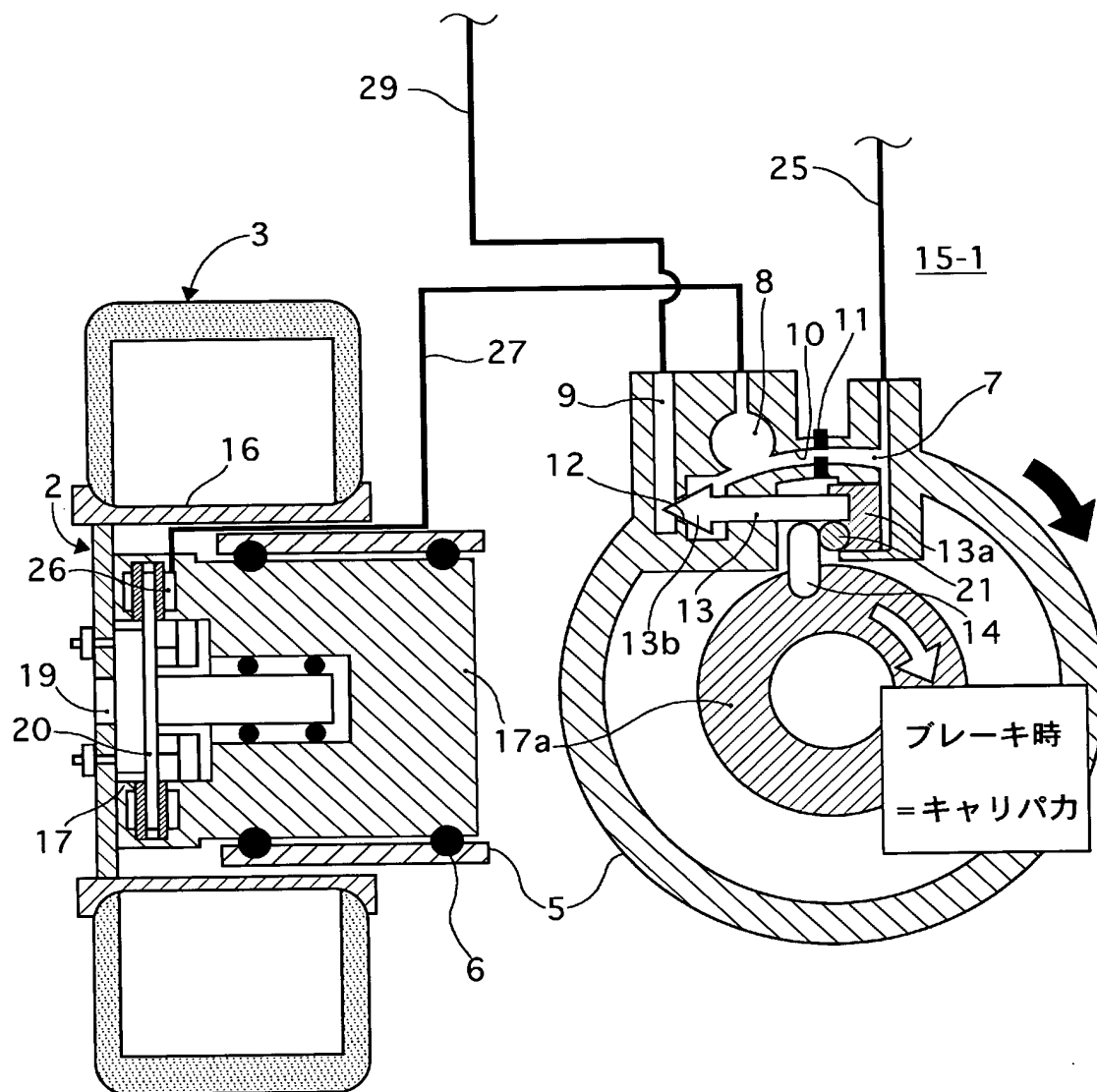
[図10]



[図11]



[図12]



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/017679

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl<sup>7</sup> B60T8/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl<sup>7</sup> B60T8/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2005

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2005 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 1-212655 A (Isuzu Motors Ltd.), 25 August, 1989 (25.08.89), (Family: none)	1-3, 14



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

24 February, 2005 (24.02.05)

Date of mailing of the international search report

15 March, 2005 (15.03.05)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP2004/017679

**Box No. II Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 2 of first sheet)**

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1. ☐ Claims Nos.:  
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:
2. ☒ Claims Nos.: 4-13, 15-17  
because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:  
The descriptions and the drawings are not sufficiently supported. In other words, the technical matters described in the claims are not clear.
3. ☐ Claims Nos.:  
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

**Box No. III Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 3 of first sheet)**

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

1. ☐ As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims.
2. ☐ As all searchable claims could be searched without effort justifying an additional fee, this Authority did not invite payment of any additional fee.
3. ☐ As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:
4. ☐ No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:

**Remark on Protest**

- ☐ The additional search fees were accompanied by the applicant's protest.  
☐ No protest accompanied the payment of additional search fees.



A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))  
Int. C 1<sup>7</sup> B 6 0 T 8 / 0 0

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))  
Int. C 1<sup>7</sup> B 6 0 T 8 / 0 0

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996  
日本国公開実用新案公報 1971-2005  
日本国実用新案登録公報 1996-2005  
日本国登録実用新案公報 1994-2005

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	JP 1-212655 A (いすゞ自動車株式会社) 1989. 08. 25 (ファミリーなし)	1-3, 14

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

\* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献  
「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日、 24. 02. 2005

国際調査報告の発送日

15. 3. 2005

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)  
郵便番号 100-8915  
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

戸田 耕太郎

3W 9329

電話番号 03-3581-1101 内線 3368

## 第Ⅱ欄 請求の範囲の一部の調査ができないときの意見 (第1ページの2の続き)

法第8条第3項(PCT17条(2)(a))の規定により、この国際調査報告は次の理由により請求の範囲の一部について作成しなかった。

1. ☐ 請求の範囲 \_\_\_\_\_ は、この国際調査機関が調査をすることを要しない対象に係るものである。つまり、
2. ☒ 請求の範囲 4-13, 15-17 は、有意義な国際調査をすることができる程度まで所定の要件を満たしていない国際出願の部分に係るものである。つまり、  
明細書及び図面に十分な裏付けがなされていない。あるいは、請求の範囲に記載の技術的事項が不明確である。
3. ☐ 請求の範囲 \_\_\_\_\_ は、従属請求の範囲であってPCT規則6.4(a)の第2文及び第3文の規定に従って記載されていない。

## 第Ⅲ欄 発明の単一性が欠如しているときの意見 (第1ページの3の続き)

次に述べるようにこの国際出願に二以上の発明があるとこの国際調査機関は認めた。

1. ☐ 出願人が必要な追加調査手数料をすべて期間内に納付したので、この国際調査報告は、すべての調査可能な請求の範囲について作成した。
2. ☐ 追加調査手数料を要求するまでもなく、すべての調査可能な請求の範囲について調査することができたので、追加調査手数料の納付を求めなかった。
3. ☐ 出願人が必要な追加調査手数料を一部のみしか期間内に納付しなかったため、この国際調査報告は、手数料の納付のあった次の請求の範囲のみについて作成した。
4. ☐ 出願人が必要な追加調査手数料を期間内に納付しなかったため、この国際調査報告は、請求の範囲の最初に記載されている発明に係る次の請求の範囲について作成した。

追加調査手数料の異議の申立てに関する注意

- ☐ 追加調査手数料の納付と共に出願人から異議申立てがあった。  
☐ 追加調査手数料の納付と共に出願人から異議申立てがなかった。